

CFD 형상 모델링 범위에 따른 슈라우드드 임펠러 회전체동역학적 예측 성능 비교 연구

이시목* · 양종인*†

Comparative Analysis of Rotordynamic Force Prediction for a Shrouded Impeller Based on CFD Geometry Modeling Scope

Simok Lee*, Jongin Yang*†

Key Words : Rotordynamics Force(회전체동역학적), Impeller(임펠러), Geometry boundary scope(형상 경계 범위), Boundary condition calibration(경계 조건 보정), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

This study investigates how geometric boundary scope affects fluid-induced rotordynamics force prediction in shrouded centrifugal impellers using CFD. Three models (referred to in this study as ‘simple’, ‘without an impeller’ and ‘with an impeller’) are analyzed under eccentric whirling motion. Results demonstrate that a simplified model, when properly calibrated, yields rotordynamic coefficients comparable to those of the full model. The simplified approach reduces computational time by approximately 66% while still ensuring reliable prediction accuracy; therefore, it can be considered an efficient method for predicting rotordynamics force.

1. 서 론

산업 현장에서는 고성능 회전기계의 안정적인 설계 및 운전 신뢰성 확보가 필수적으로 요구된다. 특히 슈라우드드 임펠러를 사용하는 펌프나 압축기 등에서 씸(Seal) 내부 유동에 의해 발생하는 유체 유발 진동은 회전체의 동적 안정성을 저해하고 시스템 고장을 유발하는 주요 원인이 된다. API(미국석유협회) 표준에서는 이러한 고속 회전기계의 신뢰성 확보를 위해 유체 유발 진동을 고려한 Level II 안정성 해석을 필수적으로 요구하고 있다.⁽¹⁾ 임펠러가 하우징 중심에서 벗어나 편심(Eccentricity)되어 회전할 경우, 주변 유동장의 비대칭화로 인해 불균일한 압력 분포가 형성되며, 이로 인해 회전체에 작용하는 유체 유발 회전체동역학적(Rotordynamics Force)이 발생한다. 따라서 이에 따른 강성 및 감쇠 계수의 정량적 예측이 회전체의 안정성을 평가하는 데 매우 중요하다.

Moore et al.은⁽²⁾ 3차원 CFD 모델을 통해 슈라우드드(shroud) 유동이 동역학적 강성 및 감쇠에 지배적인 영향을

미친다는 사실을 확인하였다. 특히, 슈라우드 내부에는 강한 재순환 영역이 존재하기 때문에 1차원 기반의 Bulk Flow Model(BFM)로는 점성 효과를 정확히 예측하기 어려우며, 정밀한 회전체 동역학적 힘 예측을 위해서는 3차원 CFD 해석이 필수적임을 확인하였다. Kim et al.은⁽³⁾ CFD 해석을 통해 슈라우드형 원심 펌프 임펠러의 누설 유로(Leakage path)에서 발생하는 유체력을 예측하고, 입구 선회비(ISR) 및 슈라우드 형상 등의 작동 조건 및 형상 변수가 임피던스 곡선의 비이차적 거동(Bump and dip)에 미치는 영향을 규명하였다. Mortazavi et al.은⁽⁴⁾ 메쉬 변형 기법을 적용한 과도(transient) CFD 해석을 통해 볼류트(Volute) 및 디퓨저(Diffuser)가 임펠러 유체력에 미치는 영향을 분석하고, 설계 유량 조건에서 볼류트의 형상보다는 유무 자체가 회전체 동역학적 특성에 지배적인 영향을 미침을 규명하였다.

Kim et al.은⁽³⁾ 임펠러 블레이드 영역을 제외하고 단순히 슈라우드 누설 유로만을 대상으로 유체 유발 힘을 분석하였고, Mortazavi et al.은⁽⁴⁾ 보다 정확한 예측을 위해 입구 파

* 국립금오공과대학교 기계공학부(School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology)

† 교신저자, E-mail : jiyang@kumoh.ac.kr

이프, 디퓨저 등을 모델링 범위에 포함하였다. Mortazavi et al.의 연구⁽⁴⁾에서 모델링 범위 확장을 통한 예측을 중점적으로 다루고 있으나, 이러한 확장형 모델의 정확도가 얼마나 개선될지 그리고 또 이로 인한 계산 비용(Computational cost)의 부담은 감당할만한 수준인지에 대한 정량적 평가가 없었다. 이를 감안하여 본 연구에서는 해석 대상의 형상 경계 범위를 다르게 설정한 세 가지 케이스에 대해 유체 유발 힘을 정량적으로 비교하고 분석한 결과를 제시하고자 한다. 그리고, 이를 통해 모델링 범위가 해석 결과의 정확도와 계산 효율성에 미치는 영향을 규명하고, 효율적인 해석 기법을 제안하고자 한다.

2. CFD 해석 방법 및 조건

2.1 CFD 해석 방법

본 연구에서는 임펠러 내의 유동 특성인 속도 및 압력 분포를 도출하고자 레이놀즈 평균 나비에-스톡스(RANS)식⁽⁵⁾을 지배방정식으로 적용하였다. 난류 거동을 모사하기 위해서는 k- ω 기반의 SST(Shear Stress Transport) 모델을 사용하였으며 관련 식은 식(1)과 (2)⁽⁶⁾에 나타내었다. 임펠러의 편심 회전 운동은 과도(Transient)적인 현상이지만, Fig. 1과 같이 회전 좌표계(Rotating Frame)에서 임펠러의 편심 위치를 고정한 준정상상태(Quasi-steady state) 해석을 수행하였다. 이때 벽면의 회전 속도는 상대 속도 개념으로 변환하여 설정하였으며, 이러한 방식은 과도 해석 대비 계산 시간을 크게 단축할 수 있다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} &= \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2)$$

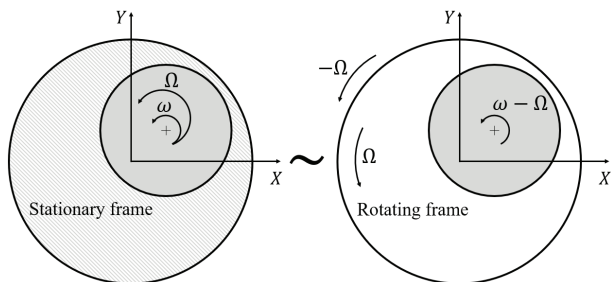


Fig. 1 Quasi-steady circular whirling motion in CFD modeling⁽⁷⁾

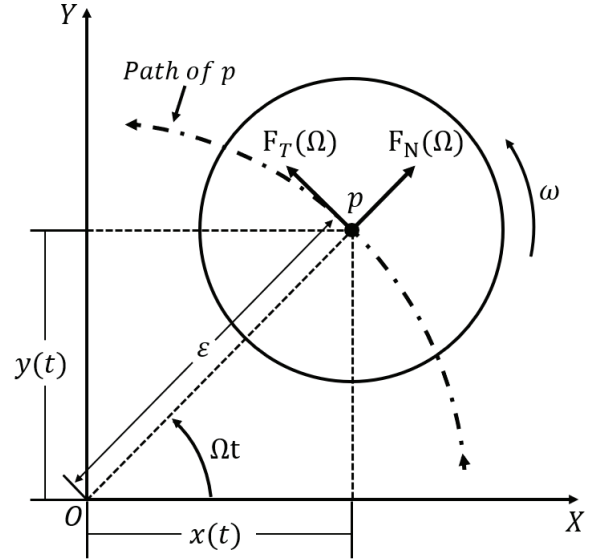


Fig. 2 Circular whirl orbit motion of the impeller⁽³⁾

2.2 회전체 동역학적 계수의 정의

Fig. 2에 나온 접선력과 수직력은 식 (3)–(4)에서 유체력과 회전체동역학 계수 사이의 관계를 나타낸다.⁽³⁾ 이 관계식에 기초하여 임펠러가 편심 회전 운동(whirling motion)을 할 때 발생하는 접선력과 수직력을 분석함으로써 임펠러의 회전체동역학 강성 및 감쇠 계수를 예측할 수 있고, 이를 통해 회전 시스템의 안정성을 평가할 수 있다.

$$\frac{F_N}{\varepsilon} = -K - c\Omega + M\Omega^2 \quad (3)$$

$$\frac{F_T}{\varepsilon} = k - C\Omega - m\Omega^2 \quad (4)$$

2.3 해석 조건 및 형상

작동 유체는 물(Water)이고, 임펠러의 직경은 350 mm이다. 회전좌표계가 선회 속도(Ω)로 회전함에 따라, 절대 좌표계에서 정지해 있는 케이싱(casing) 등의 정지 벽면(Stationary wall)은 Counter-rotating wall 조건($-\Omega$)을 적용하였으며 회전 벽면(Rotating wall)인 임펠러에는 2000 RPM(ω)을 적용하였다. 비교 분석을 위해 설정한 세 가지 해석 케이스는⁽³⁾ Fig. 3에서 확인할 수 있으며, 적용된 경계조건은 Table 1에 나타내었다. 특히 Case A의 경우, 초기에는 선행연구를 바탕으로 Outlet 압력을 0.1 MPa로 가정하였으나, 이후 Case B와 C의 결과 데이터를 바탕으로 질량 유량(Mass flow) 보정을 위해 0.2 MPa로 변경하여 추가 해석을 진행하였다.

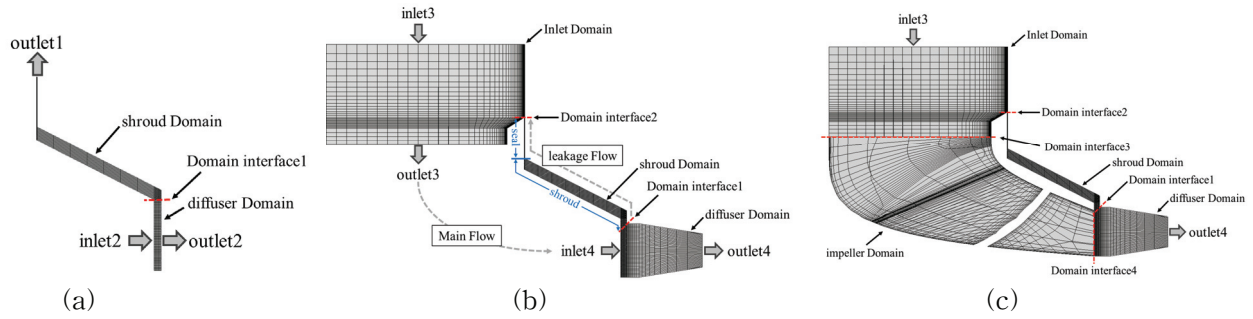


Fig. 3 Cut plane view of 3D eccentric grid (a) Case A (simple) and (b) Case B (without an impeller) and (c) Case C (with an impeller)

Table 1 Boundary conditions for the model at $\Omega=0$

Parameters	Value
fluid	Water
Inlet swirl ratio	0.5
Flow rate at inlet 2, 3	130 kg/s
Flow rate at inlet 4	132 kg/s
static pressure at outlet 1	0.1, 0.2 MPa
static pressure at outlet 2, 4	0.57 MPa
static pressure at outlet 3	0.0861 MPa
stationary walls	Counter rotating wall
Rotating walls	2000 RPM
Impeller diameter	0.35 m

Table 2 Number of nodes for computational domain

Domain	Number of Nodes
Inlet pipe	211,900
Leakage path	152,200
Impeller	195,500
Diffuser	163,600

2.4 계산 도메인 및 격자

전체 노드 수는 약 72만 개 수준으로 구성하였다. Fig. 4 는 각 도메인의 격자 형상을 보여주며, 이에 대한 구체적인 노드 수는 Table 2에 나타내었다. 특히 누설 유로에서는 유속이 빠르고 압력 변화가 급격한 구간이므로 격자를 조밀하게 생성하여 유동 특성을 정확히 포착하도록 하였다.

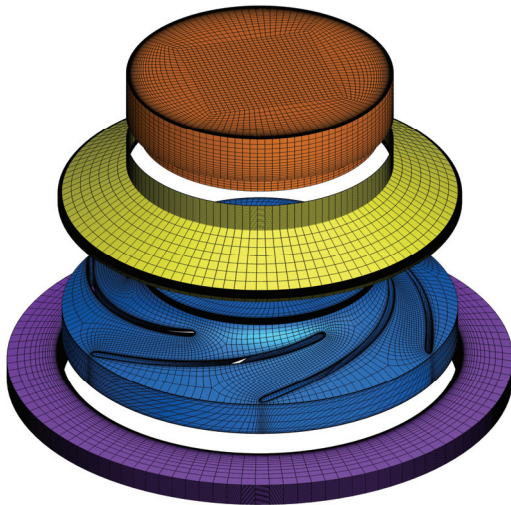


Fig. 4 Exploded view of the computational domains

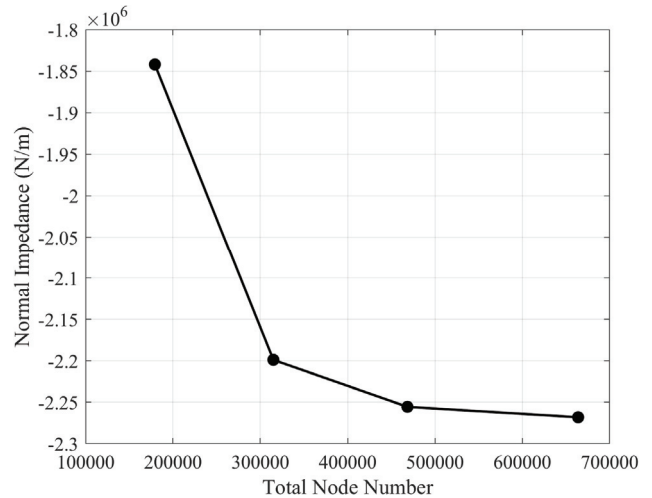


Fig. 5 Mesh Independence Test for Normal Impedance of the model without an impeller

Case B (without an impeller) 모델을 대상으로 whirl frequency=0 조건에서 Normal impedance를 비교함으로써 격자 의존성 테스트를 진행하였다. 결과는 Fig. 5와 같다.

3. CFD 해석 결과 및 분석

3.1 CFD 해석 타당성 검토

선행 연구 결과와의 검증을 위해 선행 연구 모델과 가장 유사한 형상인 Case B (w/o impeller)의 해석 결과를 비교하였다. Fig. 6 (a)의 수직력(F_N)의 경우 선행 연구 데이터와 매우 유사한 경향을 보였으나, Fig. 6 (b)의 접선력(F_T)에서는 약간의 오차가 발생하였다. 이는 씰 입출구의 상세

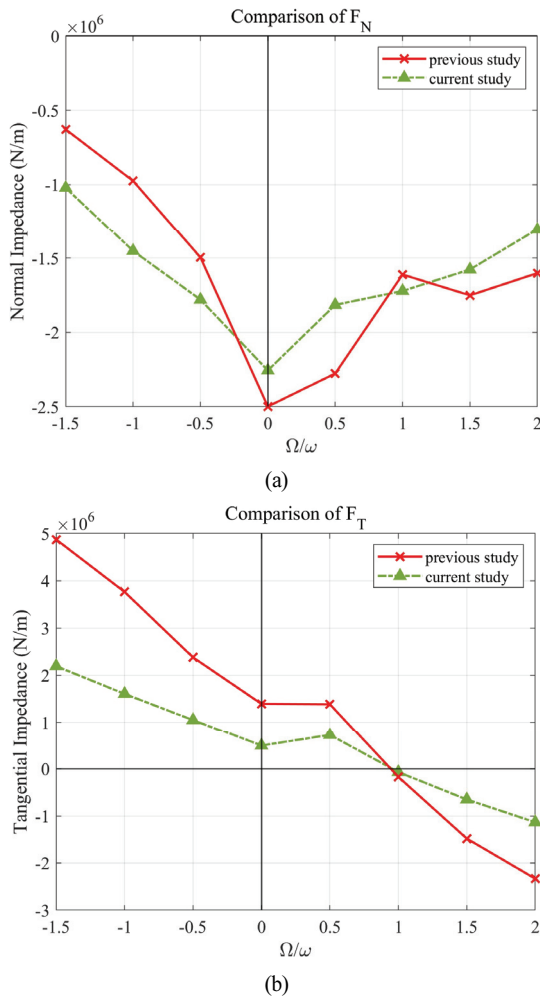


Fig. 6 Comparison with results from previous studies

(a) Comparison of F_N and (b) Comparison of F_T

Table 3 Rotordynamics Coefficients

	$K(N/m)$	$c(Ns/m)$	$M(kg)$	$k(N/m)$	$C(Ns/m)$	$m(kg)$
Previous study	1.99×10^6	2.15×10^3	8.75	1.79×10^6	9.42×10^3	1.17
Current study	1.95×10^6	0.88×10^3	6.26	0.77×10^6	4.25×10^3	0.36

형상 정보 부재로 인한 형상 가정의 차이에 의한 것으로 판단되나, 전체적인 경향성은 일치하여 해석 방법의 타당성을 확보하였다. 각 케이스에 대해 도출된 Rotordynamics coefficients는 Table 3에 정리하였다.

3.2 해석 결과 분석

3.2.1 수렴성 및 계산 효율성 비교

본 연구의 모든 해석은 국립금오공과대학교 슈퍼컴퓨팅센터의 고성능 컴퓨팅 자원을 활용하여 수행되었다. 하드웨어 사양은 Intel® Xeon® Platinum 8462Y+ CPU와 약 48GB

의 RAM을 사용하였으며, ANSYS 라이선스 정책에 따라 8코어를 할당하여 계산을 진행하였다. 세 가지 케이스 모두 잔차(residual)는 $1.E-6$ 이하로 설정하였고, 점선력과 수직력이 충분히 유지되는 수준까지 반복 계산하였다. 계산 소요시간을 비교해보면, 단순화된 형상인 Case A (Simple)는 20.6시간, 임펠러가 제거된 Case B (w/o impeller)는 31.5시간, 임펠러 블레이드가 포함된 전체 형상인 Case C (w/ impeller)는 총 60시간이 소요되었다. 결과적으로 Simple 형상을 적용할 경우, Case C (w/ impeller) 형상 대비 계산시간을 약 66% 단축할 수 있어 높은 계산 효율성을 확보할 수 있음을 확인하였다.

3.2.2 질량유량(Mass flow) 비교

누설 유로의 입구부분인 디퓨저와 누설 유로 접합부와 Seal outlet에서의 질량 유량을 비교 분석하였다. 각 해석 케이스별 질량유량은 Fig. 7에 도시하였다. 초기 해석 조건인 Case A (Simple 0.1 MPa) 케이스의 경우, 선행 연구를⁽³⁾ 바탕으로 출구 압력을 0.1 MPa로 설정하였으나, Case C (w/ impeller) 결과와 비교했을 때 약 1.5 kg/s 정도의 유량

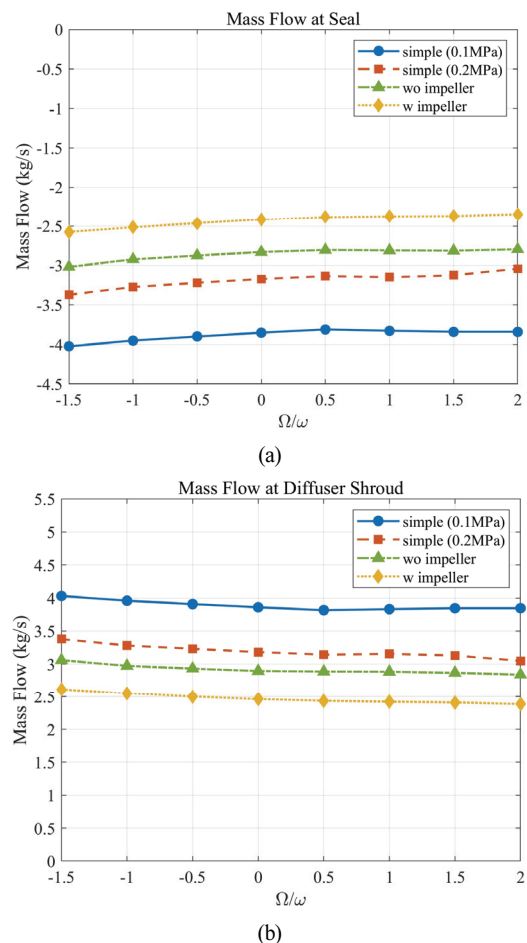


Fig. 7 Comparison of mass flow (a) Mass Flow at Seal and (b) Mass Flow at Diffuser and Shroud

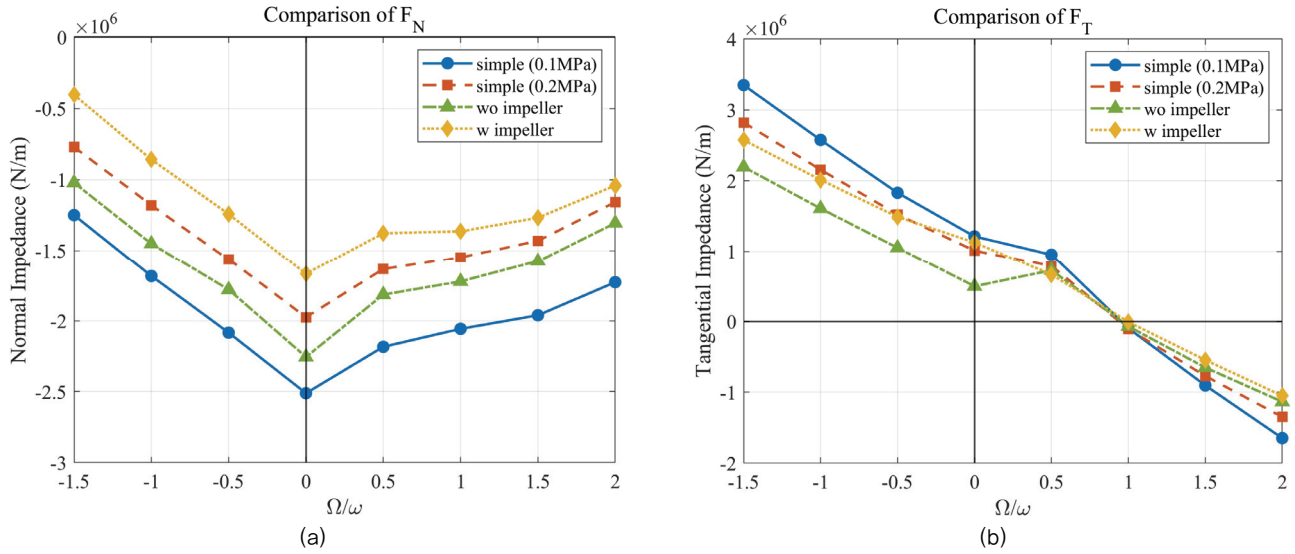
Fig. 8 Comparison of Total F_N and F_T (a) Normal Impedance and (b) Tangential Impedance

Table 4 Rotordynamics Coefficients

	$K(N/m)$	$c(Ns/m)$	$M(kg)$	$k(N/m)$	$C(Ns/m)$	$m(kg)$
simple (0.1 MPa)	2.27×10^6	1.16×10^3	6.63	1.34×10^6	6.44×10^3	1.58
simple (0.2 MPa)	1.72×10^6	1.05×10^3	6.11	1.09×10^6	5.47×10^3	0.82
w/o impeller	1.95×10^6	0.88×10^3	6.26	0.77×10^6	4.25×10^3	0.36
w impeller	1.44×10^6	1.36×10^3	5.86	1.08×10^6	4.83×10^3	0.67
Kim et al. ⁽³⁾	1.99×10^6	2.15×10^3	8.75	1.76×10^6	9.42×10^3	1.17

차이가 발생하였다. 이는 모델 확장부에서의 압력 강하는 제대로 반영하지 못하는 Case A의 한계이며, 이를 적절히 보정하기 위해 Case B와 Case C의 해석 데이터를 참고해 Simple 모델의 출구 압력을 0.2 MPa로 수정하여 재해석을 수행하였다. 그 결과, Case A (Simple 0.2 MPa) 케이스의 질량 유량은 Case C와 유사한 수준을 나타내었으며, 이는 단순 형상 모델링 시 정확한 경계 조건 설정이 필수적임을 시사한다.

3.2.3 수직력(F_N), 접선력(F_T)비교

전체 형상에 대해 계산된 수직력(F_N)과 접선력(F_T)을 비교하였다. 비교 결과는 Fig. 8에 도시하였으며, 각 케이스에 대해 도출된 회전체동역학 계수(Rotordynamics coefficients)는 Table 4에 정리하였다. 이때 Normal impedance와 Tangential impedance는 10^6 수준의 크기를 가진다. 해석 결과, 입출구 압력 차가 클수록 수직력과 접선력의 크기가 모두 증가하는 경향을 보였다. 힘의 크기는 Case A (Simple 0.1 MPa), Case B (w/o impeller), Case A (Simple 0.2 MPa), Case C (w/ impeller) 순으로 나타났으며, 이는 Lomakin 효과의 증대에 기인한 것으로 분석된다. 특히 경계 조건을 보정한 Case A (Simple 0.2 MPa) 케

이스는 Case B 및 Case C와 회전체 동역학적 계수가 유사하게 도출되었다. 이는 단순화된 모델을 사용하더라도 입출구 경계 조건만 정확히 보정한다면, 전체 형상 해석과 동등한 수준의 신뢰성 있는 유체력 예측이 가능함을 의미한다.

3.2.4 씰, 슈라우드에서의 F_N , F_T 비교

전체 유체력을 씰 영역과 슈라우드 영역으로 나누어 기여도를 분석하였다. 씰 영역에 대한 수직력(F_N)과 접선력(F_T)을 비교한 결과는 Fig. 9에, 슈라우드 영역에 대한 비교 결과는 Fig. 10에 도시하였다. 씰 영역에서의 Normal impedance와 Tangential impedance는 10^6 수준의 크기를 가지며, 전체 유체력의 대부분을 차지하는 것으로 나타났다. 이는 씰의 간극(Clearance)이 매우 작아 슈라우드 영역보다 상대적으로 높은 유체력이 발생하기 때문이다. 반면, 슈라우드 영역에서는 Normal impedance와 Tangential impedance는 10^5 수준으로 상대적으로 작게 나타났으며, 모든 해석 케이스에서 서로 비슷한 수준의 힘 크기를 보였다.

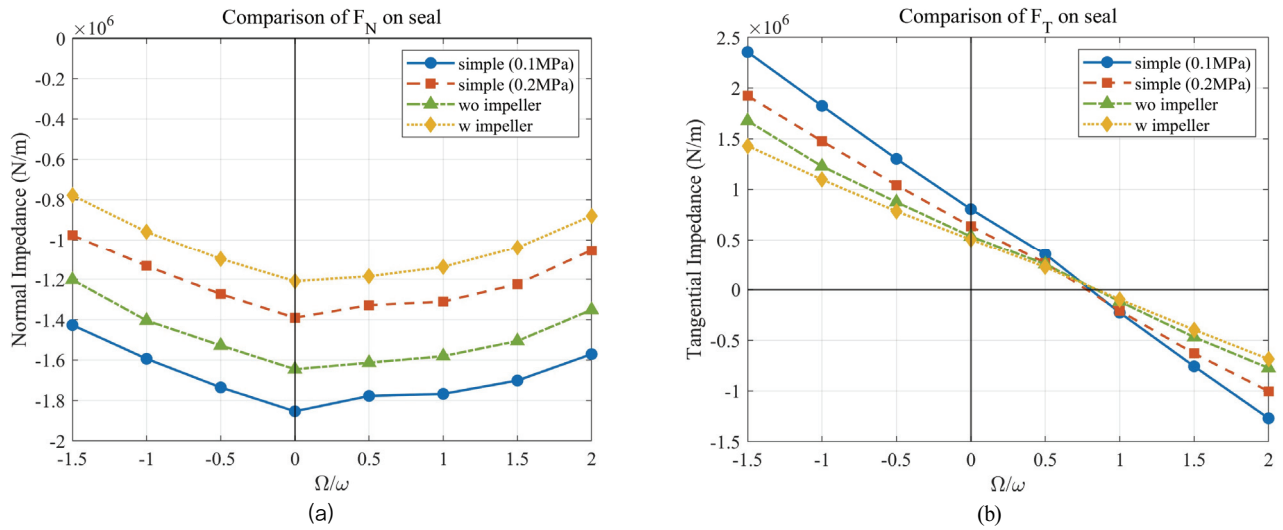


Fig. 9 Comparison of F_N and F_T on seal (a) Normal Impedance and (b) Tangential Impedance

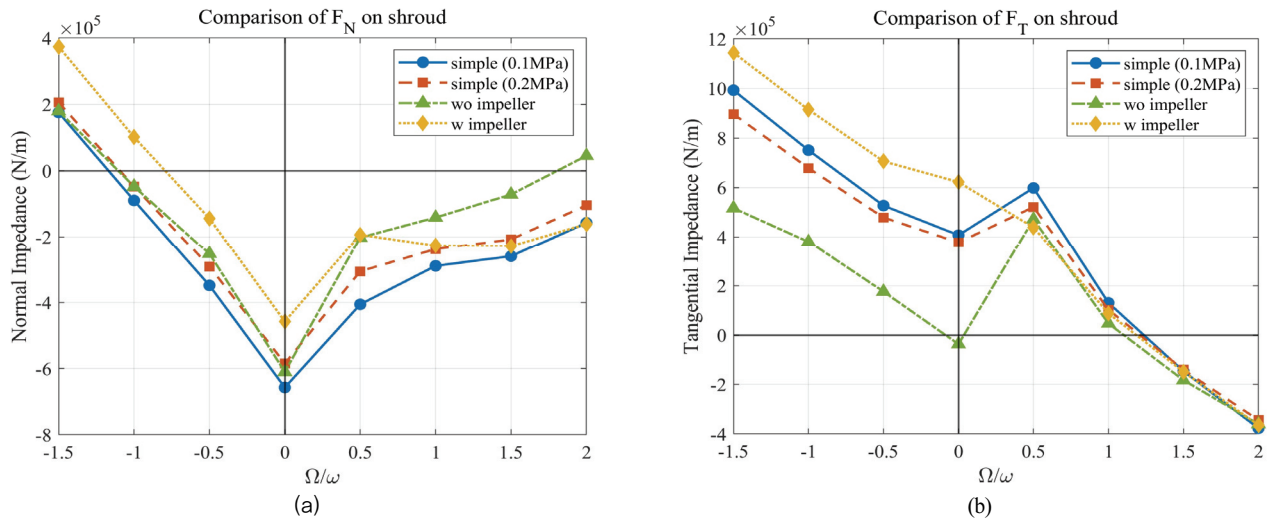


Fig. 10 Comparison of F_N and F_T on shroud (a) Normal Impedance and (b) Tangential Impedance

3.2.5 누설 유로 내 절대 좌표계 속도

Fig. 11과 Fig. 12의 절대 좌표계 기준 속도 벡터로 분석한 결과, 누설 유로 내부의 강력한 회전류(Swirling flow)가 발생함을 확인하였다. 이러한 복잡한 유동 특성으로 인해 1차원 기반의 Bulk Flow Model(BFM)로는 모델링에 한계가 있을 수 있다는 점을 재확인하였다.⁽³⁾ 각 케이스별로 미세한 유동장 차이가 관찰되었으며, 이는 유체력 결과의 차이를 발생시키는 요인 중 하나로 분석된다. 그러나 주목할 점은 임펠러가 없는 Case A (Simple) 형상과 임펠러가 있는 Case C (w/ impeller) 형상의 유동장이 매우 유사하다는 것이다. 이는 누설 유로 내부 유동이 임펠러 블레이드의 직접적인 영향 보다는, 유로 전후단의 압력 차와 회전하는 슈라우드 벽면의 전단력에 의해 지배되기 때문이다. 따라서 벽면 회전 조건과 경계 조건이 적절하다면, 단순 형상으로도 핵심 유동 특성을 정확히 예측할 수 있을 것으로 예상된다.

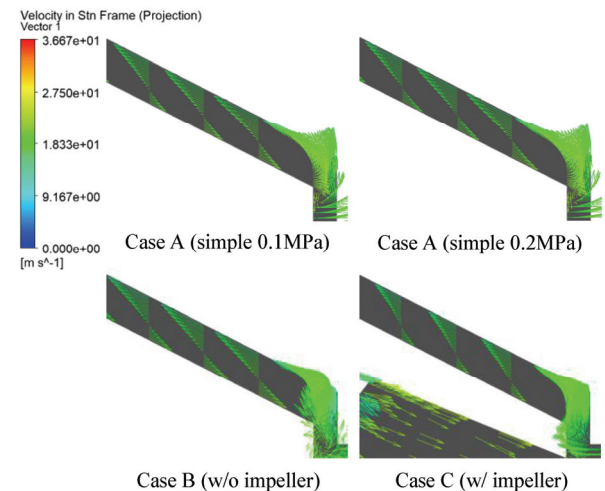


Fig. 11 Velocity in Stn Frame at leakage path

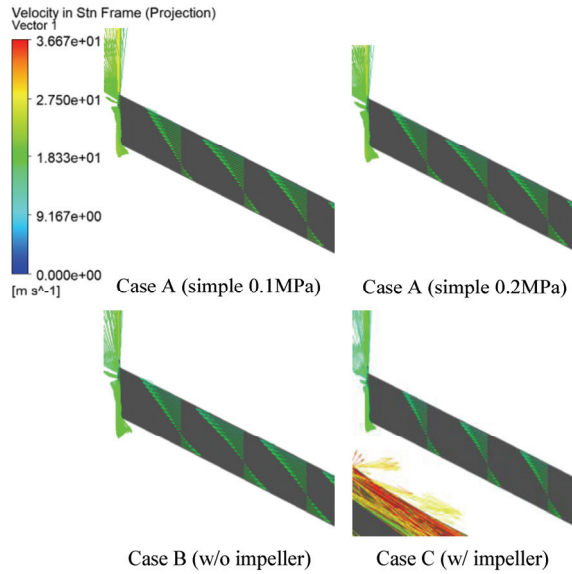


Fig. 12 Velocity in Stn Frame at seal

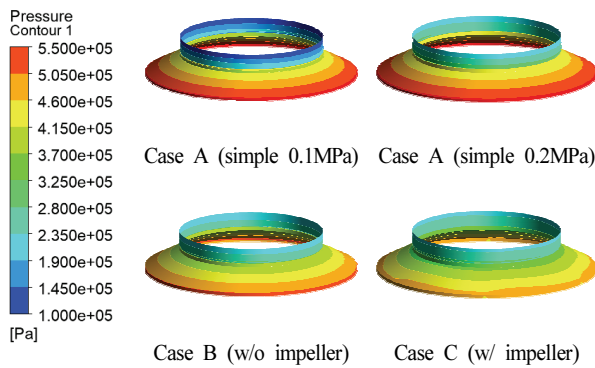


Fig. 13 Comparison of pressure contour

3.2.6 누설 유로 내 압력 분포

Fig. 13의 누설 유로 내부의 압력 분포(Pressure contour)를 비교한 결과, 입출구 압력 차가 큰 Simple (0.1 MPa) 케이스를 제외한 나머지 케이스들은 모두 유사한 압력 분포를 보였다. Case C (w/ impeller)의 경우, 누설 유로 입구 부근에서 임펠러 블레이드로 인한 불균일한 압력 분포가 일부 관찰되었다. 하지만 이러한 불균일성은 유로 내부로 깊이 전파되지 않았다. 이는 누설 유로의 좁은 간극에서의 압력 강하가 유동의 균일화를 촉진하기 때문인 것으로 분석되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 형상 경계 범위에 따른 임펠러의 유체 유발 회전체동역학력을 CFD를 통해 예측하고 비교 분석하였다. 연구의 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 설정된 형상 경계 범위와 주파수 비에 따른 수직력 및 접선력의 변화 경향성을 확인하였다.

- 2) 임펠러 블레이드의 존재 유무가 유체 유발 동적 힘의 전체 크기에 미치는 영향은 크지 않음을 확인하였다.
- 3) Inlet pipe, Impeller, Diffuser end를 생략한 Case A (Simple) 형상이라도 경계 조건을 적절히 보정하면 Case C (w/ impeller)와 동등한 수준의 예측 정확도를 확보할 수 있다.
- 4) Case A (Simple) 형상 적용 시 Case C (w/ impeller) 형상 대비 계산 시간을 약 66% 단축할 수 있어, 효율적인 해석 기법으로 활용 가능하다.

후 기

이 연구는 국립금오공과대학교 대학 연구과제비(2024~2025)와 2025년도 교육부 및 경상북도의 재원으로 경북RISE센터의 지원을 받아 수행된 지역혁신중심 대학지원체계(RISE)-(특화산업 Scale-up)의 결과입니다. (2025-rise-15-105)

본 연구는 국립금오공과대학교 슈퍼컴퓨팅센터 고성능컴퓨팅 자원의 지원을 통해 수행되었습니다.

기호 설명

ρ	= 유체 밀도
k	= 난류 운동 에너지
ω	= 비소산율
u_i, u_j	= 각 방향별 속도 성분
τ_{ij}	= 레이놀즈 응력 텐서
μ	= 점성 계수
μ_t	= 난류 점성 계수
ν_t	= 난류 동점성 계수
F_1	= 블렌딩 함수
$\sigma_k, \sigma_\omega, \beta, \beta^*, \gamma$	= 모델 상수 및 블렌딩 계수
F_N, F_T	= 수직력 및 접선력
ε	= 편심량
Ω	= 선회 속도
K, C, M	= 직결 강성, 감쇠, 질량 계수
k, c, m	= 교차 결합 강성, 감쇠, 질량 계수

References

- (1) API, 2002, "Axial and Centrifugal Compressors and Expander-Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services," American Petroleum Institute, Washington, DC, Standard No. API 617.
- (2) Moore, J. J., Palazzolo, A. B., 2001, "Rotordynamic Force Prediction of Whirling Centrifugal Impeller Shroud Passages Using Computational Fluid Dynamic Techniques," ASME

- Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, No. 4, pp. 910~918.
- (3) Kim, E., Palazzolo, A., 2016, "Rotordynamic Force Prediction of a Shrouded Centrifugal Pump Impeller-PartI: Numerical Analysis," ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 138, No. 3, pp. 031014-1~031014-10.
 - (4) Mortazavi, F., Palazzolo, A., 2018, "Rotordynamic Force Coefficients of Volutes and Diffusers for Prediction of Turbomachinery Vibration," ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 140, No. 5, pp. 051015-1~051015-12.
 - (5) Yang, J., Palazzolo, A., 2021, "Power loss reduction for tilt pad journal bearings utilizing pad pockets and steps," Tribology International, Vol. 159, No. 106993, pp. 1~17.
 - (6) Menter, F. R., 1994, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598~1605.
 - (7) Mortazavi, F., Palazzolo, A., 2018, "Prediction of Rotordynamic Performance of Smooth Stator-Grooved Rotor Liquid Annular Seals Utilizing Computational Fluid Dynamics," ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 140, No. 3, pp. 031002-1~031002-9.